

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

METODOLOGIA DE CÁLCULO DO IMPACTO DAS INEFICIÊNCIAS NO RENDIMENTO DE
USINAS TERMELÉTRICAS A CARVÃO

por

João Pedro Machado Fão

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2012



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

METODOLOGIA DE CÁLCULO DO IMPACTO DAS INEFICIÊNCIAS NO RENDIMENTO DE
USINAS TERMELÉTRICAS A CARVÃO

por

João Pedro Machado Fão

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzales
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Ciências Térmicas

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Thamy Cristina Hayashi

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Prof. Dr. Sérgio Frey

Porto Alegre, Junho de 2012

FÃO, J. P. Metodologia de cálculo do impacto das ineficiências no RENDIMENTO de usinas termelétricas a carvão. 2012. 14 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma metodologia de cálculo de eficiência de usinas termelétricas a carvão que visa possibilitar a quantificação do impacto das ineficiências e perdas energéticas na eficiência total da usina analisada, seja ela composta por uma ou mais unidades, conectadas ou não por coletores de fluido de trabalho. A metodologia introduz à uma equação que é um produtório de eficiências, onde cada eficiência corresponde ao balanço de massa e energia em determinados volumes de controle. Para verificação da metodologia proposta, foram utilizados dados de literatura de um ciclo de potência a vapor, e a eficiência calculada pelo produtório. Também foi realizado um estudo de caso de uma usina termelétrica a carvão, operando em dois ciclos de Rankine com regeneração de vapor e conexão entre as unidades através de coletores de fluido de trabalho. A eficiência total dessa usina foi calculada de acordo com a metodologia apresentada, e algumas das principais perdas energéticas foram identificadas e estudadas. Foi analisado qual seria o impacto na eficiência total da usina, caso os principais responsáveis pelas perdas energéticas tivessem sua eficiência aumentada quantitativamente em 5%, que apesar de ser um valor arbitrário, é coerente com a performance esperada para esses equipamentos. O método se mostrou uma ferramenta de cálculo válida e útil principalmente para empreendimentos que visam planejar seus investimentos com base nos ganhos de eficiência da planta.

PALAVRAS-CHAVE: Termelétrica a carvão, Metodologia de cálculo de eficiência, Eficiência total, coletores, perdas energéticas.

FÃO, J. P. Methodology for calculating the impact of inefficiencies in the efficiency of coal power plants. 2012. 14 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

This paper presents a methodology for calculating the efficiency of coal-fired power plants, which aims to enable quantification of the impact of inefficiencies and energy losses in the overall efficiency of the plant analyzed, whether composed of one or more units, connected or not by collecting fluid work. The methodology introduces an equation that is a multiplicand of efficiencies, and each one corresponds to the efficiency of mass and energy balance in specific control volumes. To verify the proposed methodology, we utilized data from the literature of a steam power cycle, and the efficiency calculated by the multiplicand. It was performed a case study of a coal power plant, operating in two Rankine cycles with steam regeneration and connection between units via the collectors working fluid. The total efficiency of this plant was calculated using the methodology presented, and some of the main energy losses were identified and studied. We analyzed the impact on the overall efficiency of the plant if the main causes of energy losses were quantitatively increased its efficiency by 5%, which, despite being an arbitrary value, is consistent with the expected performance of such equipments. The method proved to be a valid and useful tool especially for enterprises that seek to plan their investments based on the gain of efficiency of the plant.

KEYWORDS: Thermolectric of coal, Efficiency methodology of calculating, Total efficiency, collectors, energy losses.

ÍNDICE

| | | |
|------|--|----|
| 1. | INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 2. | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... | 2 |
| 3. | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 3 |
| 3.1. | Eficiência de uma usina termelétrica a carvão..... | 3 |
| 3.2. | Eficiência do gerador de vapor | 3 |
| 3.3. | Eficiência da unidade pelo método indireto | 3 |
| 4. | METODOLOGIA PROPOSTA PARA CÁLCULO DE EFICIÊNCIA | 4 |
| 4.1. | Eficiência combinada dos geradores de vapor | 4 |
| 4.2. | Eficiência combinada de transferência energética para as turbina | 4 |
| 4.3. | Eficiência combinada dos turboalternadores | 5 |
| 4.4. | Eficiência elétrica global | 5 |
| 5. | VERIFICAÇÃO DO MODELO PROPOSTO | 6 |
| 6. | ESTUDO DE CASO | 7 |
| 6.1. | Preparação e execução dos testes | 8 |
| 6.2. | Resultados dos cálculos de eficiência pelo método proposto | 10 |
| 7. | ANÁLISE DO IMPACTO DAS PERDAS NA EFICIÊNCIA TOTAL DA USINA DE FIGUEIRA | 11 |
| 7.1. | Aumento na eficiência dos geradores de vapor | 11 |
| 7.2. | Aumento na eficiência de transferência térmica para as turbinas | 11 |
| 7.3. | Ganho obtido com a combinação dos aumentos de eficiência propostos nos itens 7.1 e 7.2 na eficiência global da usina | 13 |
| 8. | CONCLUSÕES | 14 |
| 9. | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 15 |

1. INTRODUÇÃO

No Brasil, o carvão mineral é o mais abundante dos combustíveis fósseis, com reservas provadas da ordem de 1 trilhão de toneladas, o suficiente para atender à demanda atual por mais de duzentos anos [ANEEL, 2002]. Em contradição a toda essa abundância, a Agência Nacional de Energia Elétrica tem revisado nos últimos anos os critérios do principal incentivo governamental à produção de energia elétrica nas usinas a carvão, a CDE (Conta de Desenvolvimento Energético). Na última resolução da ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) acerca do reembolso da CDE para as usinas consumidoras de carvão mineral, foi estabelecido um novo critério, no qual o cálculo de reembolso terá como eficiência energética líquida de referência, 30% para usinas de potência instalada de até 100MW e 35% para as demais (ANEEL, 2012). De acordo com a nova resolução, que será aplicada a partir de janeiro de 2016, a diferença entre a eficiência energética líquida da usina e o valor de referência será equivalente à quantidade de carvão não reembolsável pela CDE.

Nesse contexto, o presente trabalho apresenta uma metodologia de análise da eficiência global de usinas termelétricas a carvão que visa quantificar a influência das principais ineficiências na eficiência energética líquida da usina. Algumas usinas são compostas por um ciclo único, mas também é possível encontrar combinações entre equipamentos que constituem unidades. Elas podem ser independentes ou apresentar conexões que compartilham correntes de massa e energia. A metodologia apresentada no presente trabalho possibilita a aplicação de equações para cálculo de eficiência de usinas que operem com mais de uma unidade conectadas por coletores de fluido de trabalho, que são utilizados em algumas usinas por conferirem flexibilidade operacional à planta [Vieira e Alegre, 2006].

A metodologia proposta é aplicada no cálculo de eficiência da usina termelétrica a carvão, possibilitando mapear as principais perdas energéticas verificadas na operação da usina com diferentes unidades acopladas, e a influência dessas perdas na eficiência total da termelétrica.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nos testes de comprovação de eficiência energética elaboradas em usinas termelétricas é bastante difundida a aplicação da metodologia proposta nas normas da Associação Americana de Engenheiros Mecânicos (ASME – www.asme.org). As normas ASME PTC (Performance Test Codes) são utilizadas tanto para os cálculos dos ciclos de potência completos, como na determinação da eficiência e outros fatores relacionados aos principais equipamentos do ciclo de produção de energia.

Moran e Shapiro (2009) descrevem alguns dos arranjos práticos empregados para produção de potência e analisam modelos termodinâmicos de instalações de potência a vapor baseadas no ciclo de Rankine e suas modificações.

Maciel (2004) apresenta uma metodologia de avaliação energética dos principais equipamentos e do Ciclo de Rankine de centrais termelétricas, através do conceito de Disponibilidade Energética, definida pela Segunda Lei da Termodinâmica. Maciel utiliza o programa computacional EES em seus cálculos.

Vieira e Alegre (2006), através de ensaios de desempenho realizados na Usina Termelétrica de Figueira, fazem análises exérgicas e termoeconômicas, fundamentadas na Segunda Lei da Termodinâmica, visando identificar, localizar e quantificar as fontes de perdas e de desperdício da energia disponível na planta.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Eficiência de uma usina termelétrica a carvão

De acordo com Moran e Shapiro (2009), a eficiência do ciclo termo-hidráulico de uma central termelétrica a vapor, operando segundo um ciclo de Rankine, pode ser calculada a partir da equação (3.2)

$$\eta_{CT} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{entra}} \quad (3.2)$$

onde η_{CT} é a eficiência termo-hidráulica, \dot{W}_{liq} é o trabalho líquido produzido no ciclo e \dot{Q}_{entra} é a quantidade de calor fornecida pelo gerador de vapor para o ciclo térmico. O \dot{W}_{liq} também pode ser escrito conforme a equação (3.3)

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_t - \dot{W}_b \quad (3.3)$$

$$\dot{W}_t = \Delta h_t \dot{m} \quad (3.4)$$

$$\dot{W}_b = \Delta h_b \dot{m} \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{entra} = \Delta h_{gv} \dot{m} \quad (3.6)$$

onde \dot{W}_t e \dot{W}_b são equivalentes ao trabalho produzido pela turbina, e ao trabalho consumido pelas bombas, respectivamente, ambos em kW. Δh_t , Δh_b e Δh_{gv} são equivalentes à variação de entalpia específica na entrada e saída da turbina, bomba e gerador de vapor, respectivamente, todos em kJ/kg e \dot{m} a vazão mássica de vapor percorrendo o ciclo térmico, em kg/s. De acordo com Moran e Shapiro (2009), as principais perdas e irreversibilidades a serem consideradas num ciclo de Rankine podem ser relacionadas à eficiência isentrópica da turbina e da bomba, conforme as equações (3.7) e (3.8)

$$\eta_{t_i} = \frac{\Delta h_{t_i}}{\Delta h_t} \quad (3.7)$$

$$\eta_{b_i} = \frac{\Delta h_{b_i}}{\Delta h_b} \quad (3.8)$$

onde η_{t_i} a eficiência isentrópica da turbina, Δh_{t_i} o trabalho isentrópico específico da turbina, η_{b_i} o eficiência isentrópica de bombeamento, Δh_{b_i} o trabalho isentrópico específico de bombeamento.

3.2 Eficiência do Gerador de Vapor

O cálculo de eficiência de geradores de vapor tem metodologia normalizada pela ASME PTC 4.1, norma que propõe dois métodos de cálculo; o método entrada-saída e o método das perdas de calor.

A eficiência calculada pelo método de entrada e saída é aplicável quando o valor da vazão mássica de combustível e da vazão de fluido de trabalho nas entradas e saídas do gerador de vapor são possíveis de serem medidos. De acordo com a ASME PTC 4.1, a saída "output" é considerada a quantidade de calor transferida para o fluido de trabalho. Fazendo-se

um balanço térmico nas entradas e saídas do equipamento, a saída pode ser calculada pela equação (3.9)

$$QrO = (\dot{m}_{SH2} - \dot{m}_{AT})(h_{SH2} - h_{AA}) + \dot{m}_{AT}(h_{SH2} - h_{AT}) \quad (3.9)$$

onde QrO é taxa de calor transferida pelo gerador de vapor para o fluido de trabalho, em kW, \dot{m}_{SH2} e \dot{m}_{AT} são, respectivamente, a vazão mássica do vapor na saída da caldeira e a vazão mássica da água de atemperação, ambos em kg/s, h_{SH2} e h_{AA} são a entalpia específica do vapor na saída do gerador de vapor e a entalpia específica da água de alimentação na entrada do mesmo, ambos em kJ/kg, \dot{m}_{AT} é a vazão mássica da água de atemperação, em kg/s, e h_{AT} é a entalpia específica da água de atemperação em kJ/kg.

De acordo com ASME PTC 4.1, a entrada "input" é considerada o potencial de energia na combustão. É a máxima quantidade de energia disponível quando o combustível é totalmente consumido na combustão. Para um gerador de vapor que utiliza apenas um combustível, a entrada pode ser calculada de acordo com a equação (3.10)

$$QrI = \dot{m}_{comb} PCS \quad (3.10)$$

onde QrI é taxa de calor disponível pelo combustível na entrada da caldeira, em kW, \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível (base seca), em kg/s, e PCS é o poder calorífico superior. Na prática, a entrada de energia no gerador de vapor deve considerar que parte da energia quantificada pelo PCS é consumida para a vaporização da água que se forma numa reação de oxidação. Para isso, considera-se na equação (3.10) o PCI (poder calorífico inferior) do combustível, que é equivalente à quantidade de energia real disponível num na queima de carvão mineral. Reformulando a equação (3.10), chega-se à equação (3.11).

$$QrI = \dot{m}_{comb} PCI \quad (3.11)$$

Para o cálculo da eficiência do gerador de vapor, deve-se calcular a razão entre a parcela de calor transferida para o fluido de trabalho (3.9), pela entrada de energia disponível na combustão completa do combustível (3.11), chegando-se à equação (3.12)

$$\eta_{GV} = \frac{QrO}{QrI} \quad (3.12)$$

onde η_{CA} é obtido em kJ de entrada por kJ de saída.

Outro método para determinação da eficiência de um gerador de vapor, é o método do balanço inverso, que visa equacionar a eficiência bruta pela soma das perdas de energia no gerador de vapor.

3.3 Eficiência da unidade pelo método indireto

A eficiência da unidade é calculada pela equação (3.13)

$$\eta_U = \eta_{GV} \eta_{CT} \quad (3.13)$$

onde η_U é a eficiência da unidade, η_{CA} é a eficiência do gerador de vapor e η_{CT} é a eficiência do ciclo térmico. Essa é uma metodologia de cálculo alternativa à demonstrada na equação (3.1), que apesar de ser um método de cálculo de eficiência indireto, se faz válida em situações em que as medições de vazões de vapor, ar e combustível são sujeitas a erros significativos (Pinheiro e Cerqueira, 1995).

4. METODOLOGIA PROPOSTA PARA CÁLCULO DE EFICIÊNCIA

Aqui é apresentada uma metodologia de cálculo de eficiência de usinas termelétricas alternativa aos métodos apresentados no tópico acima. Essa metodologia leva em consideração o fato de que algumas usinas que operam com mais de uma unidade dispõem de coletores de vapor na entrada e saída das caldeiras e bombas. Os coletores combinam as correntes de massa e energia, de forma que a eficiência total da usina não possa ser descrita em função da eficiência das unidades, pois as mesmas estão conectadas. A metodologia de cálculo proposta baseia-se nas definições de:

4.1 Eficiência combinada dos geradores de vapor

Caso a usina termelétrica analisada opere com mais de um gerador de vapor, a eficiência total do conjunto de geradores de vapor deve ser calculado de acordo com a equação (4.1)

$$\eta_{GV_c} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n \Delta \dot{H}_{gv_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta \dot{H}_{gv_i}}{\eta_{GV_i}}} \right) \quad (4.1)$$

onde $\Delta \dot{H}_{gv}$ é a variação da corrente energética da entrada à saída de fluido de trabalho do gerador i , em kW, e η_{GV_i} é a eficiência do gerador de vapor i .

4.2 Eficiência combinada de transferência energética para as turbinas

A eficiência de transferência energética para a turbina considera a razão entre a energia fornecida para a turbina pela energia fornecida ao ciclo pelo gerador de vapor. A energia fornecida para a turbina é equivalente à diferença entre a corrente de energia na entrada da turbina e as correntes de energia nas extrações da mesma, conforme a equação (4.2).

$$\Delta \dot{H}_t = \dot{m}_t h_{te} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{s_i} h_{s_i} \quad (4.2)$$

onde $\Delta \dot{H}_t$ corresponde à variação de corrente energética da entrada à saída de vapor para turbina, em kW, \dot{m}_e é a vazão de entrada de vapor na turbina, em kg/s, h_{te} é a entalpia específica do vapor na entrada da turbina (kJ/kg), \dot{m}_{s_i} é a vazão de vapor na extração i da turbina (kg/s) e h_{s_i} é a entalpia específica do vapor na extração i , em kJ/kg.

Para o cálculo da eficiência de transferência energética para as turbinas num ciclo operando com apenas uma unidade, usa-se a equação (4.3), que considera a razão entre a energia fornecida para a turbina e a energia fornecida ao ciclo pelo gerador de vapor

$$\eta_T = \left(\frac{\Delta \dot{H}_t}{\Delta \dot{H}_{gv}} \right) \quad (4.3)$$

onde $\Delta \dot{H}_{gv}$ corresponde à variação da corrente energética do fluido de trabalho da entrada à saída do gerador de vapor, em kW. Em casos de usinas com mais de uma unidade, dispendo de turbinas operando com diferentes cargas térmicas, a eficiência de transferência térmica para as turbinas deve ser calculada de acordo com a equação (4.4)

$$\eta_{T_c} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n \Delta \dot{H}_{t_i}}{\sum_{i=1}^n \Delta \dot{H}_{gv_i} - \sum_{i=1}^n \Delta \dot{H}_{c_{ext_i}}} \right) \quad (4.4)$$

onde $\Delta\dot{H}_{t_i}$ corresponde à taxa de energia transferida à turbina i , em kW, ΔH_{gv_i} corresponde à diferença de corrente energética de fluido de trabalho na caldeira i , em kW, $\Delta\dot{H}_{C_{ext}_i}$ é a energia térmica fornecida para o consumidor externo i , em kW. Vale ressaltar que no balanço térmico da turbina as perdas isentrópicas estão incluídas. Para obter-se a eficiência de transferência energética para cada turbina, num ciclo composto ou não de um coletor de vapor na saída dos geradores de vapor, a equação seguinte é aplicada

$$\eta_{T_{t_i}} = \left(\frac{\Delta\dot{H}_{t_i} \sum_{i=1}^n \dot{m}_{te_i} h_{te_i}}{\dot{m}_{t_i} h_{te_i} \sum_{i=1}^n \Delta H_{gv_i} - \sum_{i=1}^n \Delta\dot{H}_{C_{ext}_i}} \right) \quad (4.5)$$

onde \dot{m}_{te_i} é equivalente à corrente de vapor na entrada da turbina i , em kg/s, h_{te_i} é a entalpia do vapor na entrada da turbina i , em kW. A equação (4.5) calcula a eficiência de transferência energética para cada turbina em função da proporção da corrente de energia na entrada da mesma em relação às demais.

4.3 Eficiência combinada dos turboalternadores

A eficiência do turboalternador considera a razão entre a potência elétrica produzida pelo gerador e a energia transferida para a turbina. Essa razão visa estimar as perdas internas do conjunto turbina e gerador. O cálculo de eficiência para um turboalternador é dado pela equação seguinte

$$\eta_{Ta} = \left(\frac{P_b}{\Delta\dot{H}_t} \right) \quad (4.6)$$

Onde P_b é a potência bruta desenvolvida pelo gerador. Para o caso de mais de um turboalternador operando em paralelo, a eficiência combinada dos turboalternadores pode ser calculada de acordo com a equação (4.7). Caso se tenha o interesse de relacionar a eficiência de cada turboalternador com a eficiência global da usina, a equação (4.8) pode ser utilizada.

$$\eta_{Ta_c} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n P_{b_i}}{\sum_{i=1}^n \Delta\dot{H}_{t_i}} \right) \quad (4.7)$$

$$\eta_{Ta_c} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n P_{b_i}}{\sum_{i=1}^n P_{b_i} \eta_{Ta_i}} \right) \quad (4.8)$$

4.4 Eficiência elétrica global

A eficiência elétrica global de uma usina é a razão entre a energia elétrica líquida produzida pela usina, medida no ponto de conexão à rede, em kW, e o somatório da potência bruta desenvolvida nos geradores, em kW. Essa razão considera o quanto da potência produzida nos geradores está sendo consumida pelos equipamentos e demais consumidores internos. O cálculo da eficiência elétrica é dado pela equação (4.9).

$$\eta_{elétrico} = \left(\frac{W_{liq}}{\sum_{i=1}^n P_{b_i}} \right) \quad (4.9)$$

Combinando as eficiências apresentadas anteriormente, propõe-se a expressão de um produtório para a eficiência total da usina, calculada de acordo com a equação seguinte

$$\eta_{usina} = \eta_{GV} \eta_{T_t} \eta_{Ta} \eta_{elétrico}$$

5. VERIFICAÇÃO DO MODELO PROPOSTO

Para verificar o modelo proposto no item 4, utiliza-se o exemplo 8.5 de Moran e Shapiro (2009), por apresentar dados de operação detalhados.

Considere um ciclo de potência a vapor regenerativo com um aquecedor de água de alimentação aberto. O vapor d'água entra na turbina a 8,0 MPa e se expande até 0,7 MPa, onde parte do vapor é extraída e desviada para o aquecedor de água de alimentação aberto que opera a 0,7 MPa. O restante do vapor se expande através da turbina de segundo estágio até a pressão de 0,008 MPa do condensador. O líquido saturado sai do condensador de água de alimentação aberto a 0,7 MPa. A eficiência isentrópica de cada estágio de turbina é de 85% e cada bomba opera isentropicamente. Se a potência líquida produzida pelo ciclo é de 100 MW, determine a eficiência térmica. O diagrama esquemático do ciclo pode ser visualizado na Figura 1.

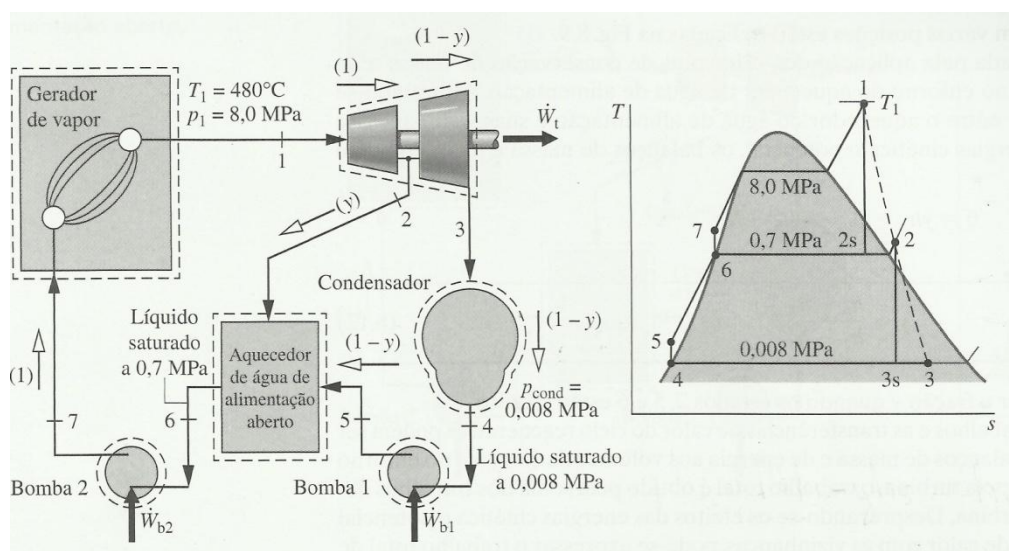


Figura 1: Diagrama esquemático do ciclo de potência do exemplo 8.5 (Moran e Shapiro, 2009)

Neste exemplo tem-se um ciclo térmico com apenas uma unidade, onde nenhuma eficiência é atribuída ao gerador de vapor. Os únicos consumidores internos de energia elétrica são as bombas, sendo que o consumo elétrico das bombas é equivalente ao trabalho fornecido pelas mesmas ao fluido de trabalho.

Para o cálculo da eficiência global do ciclo pela equação (4.10), é necessária a utilização dos valores expostos da Tabela 1, fornecidos pelo autor na resolução do exemplo.

Tabela 1 - Valores necessários para cálculo da eficiência global do ciclo

| h_1 | h_2 | h_3 | h_7 | \dot{w}_b | \dot{W}_{liq} | \dot{m} | y |
|------------------------|------------------------|------------------------|-----------------------|---------------------|-----------------|--------------|----------|
| $3348,4 \frac{kJ}{kg}$ | $2832,8 \frac{kJ}{kg}$ | $2249,3 \frac{kJ}{kg}$ | $705,3 \frac{kJ}{kg}$ | $8,7 \frac{kJ}{kg}$ | $100000 kW$ | $102,5 kg/s$ | $0,1966$ |

Para cálculo da eficiência de transferência energética para a turbina, é aplicada a equação (4.3).

$$\eta_{Tt} = \left(\frac{\Delta \dot{H}_t}{\Delta \dot{H}_{gv}} \right) = \left(\frac{\dot{m}(h_1 - y h_2 - (1-y) h_3)}{\dot{m}(h_1 - h_7)} \right) = 0,3724$$

Para cálculo da eficiência dos turboalternadores, deve ser considerada a potência bruta produzida no ciclo, o que inclui a potência consumida pelas bombas. Utiliza-se a equação (4.6) para o cálculo.

$$\eta_{Ta} = \left(\frac{P_b}{\Delta \dot{H}_t} \right) = \left(\frac{\dot{W}_{liq} + \dot{m} \dot{w}_b}{\Delta \dot{H}_t} \right) = 1$$

Para o cálculo da eficiência elétrica total, aplica-se a equação (4.9)

$$\eta_{elétrico} = \left(\frac{\dot{W}_{liq}}{\sum_{i=1}^n P_{b_i}} \right) = \left(\frac{\dot{W}_{liq}}{P_l + \dot{m} \dot{w}_b} \right) = 0.9912$$

Tendo as eficiências parciais calculadas, é utilizada a equação (4.10) para o cálculo da eficiência total pelo método apresentado.

$$\eta_{usina} = \eta_{CA} \eta_{T_t} \eta_{ta} \eta_{elétrico} = 1 \times 0,3724 \times 1 \times 0.9912 = 0,3691$$

6. ESTUDO DE CASO

Para o estudo de caso, foram analisados os dados fornecidos por Vieira e Alegre (2006) acerca da Usina Termelétrica de Figueira, que utiliza carvão mineral pulverizado como combustível e opera com dois turboalternadores, cada um deles com 10 MW de capacidade, inseridos em dois ciclos de Rankine com regeneração de vapor. Esses ciclos compartilham coletores de água de alimentação na entrada e na saída das bombas de alimentação, e um coletor de vapor na saída dos dois geradores de vapor. O diagrama esquemático da Figura 2 apresenta a estrutura produtiva da usina.

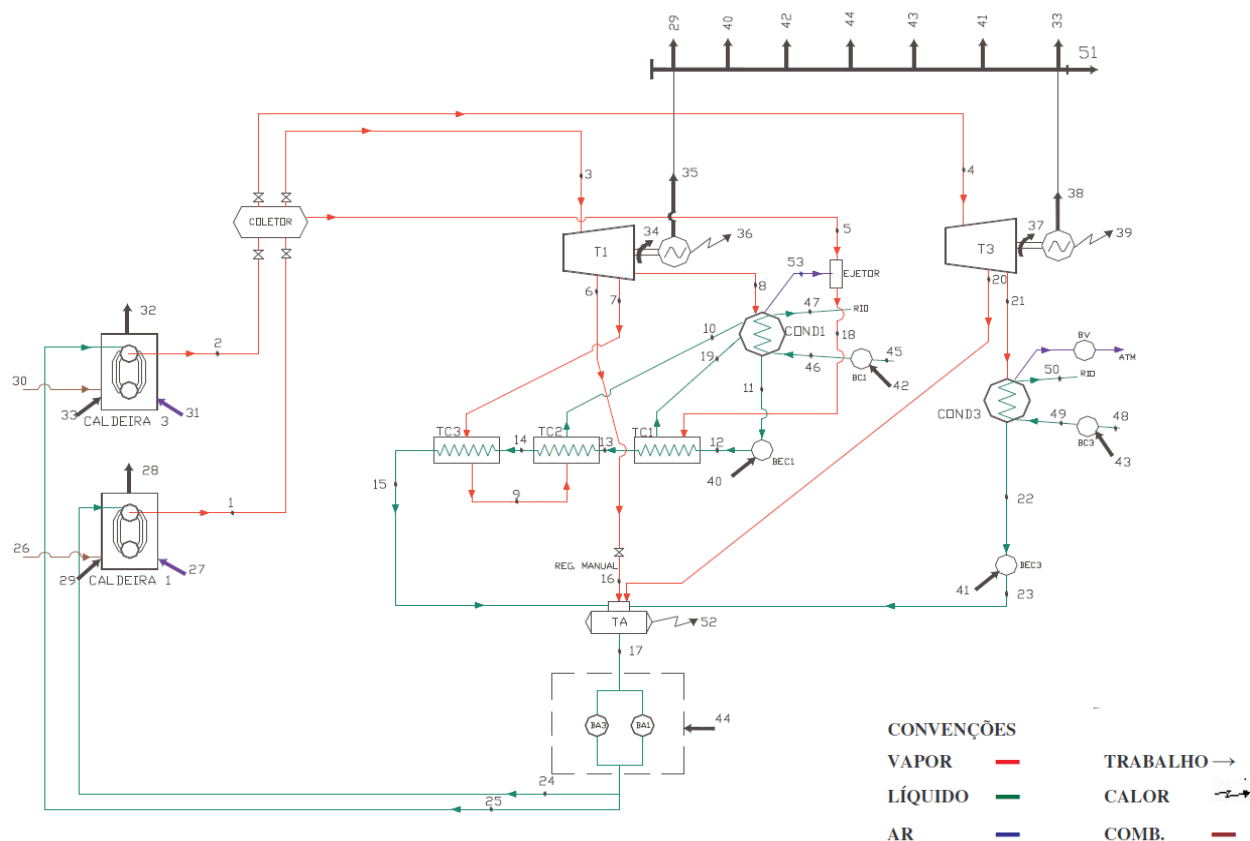


Figura 2: Diagrama esquemático da Usina Termelétrica de Figueira

Nesse diagrama, os pontos de medição estão identificados por números, as correntes (vapor, líquido, ar e combustível) e as formas de fornecimento e consumo de energia (calor e trabalho) estão representados por cores e setas, respectivamente, conforme a legenda. A energia elétrica gerada nos turboalternadores é distribuída para o consumo interno dos equipamentos auxiliares da planta por meio de um barramento, evidenciado na parte superior do desenho. No ponto 51 do diagrama, é medida a energia elétrica líquida entregue para a rede.

6.1 Preparação e execução dos testes

Para os testes realizados na Usina de Figueira, foram feitas calibrações nos instrumentos e métodos de medição, segunda a ASME PTC 46 – Seção 4. Também foi feita a limpeza da linha de vapor parte interna dos geradores de vapor e condensadores. Ensaios de desempenho da usina foram executados de acordo com a ASME PTC (Vieira e Alegre, 2006). Durante os ensaios, foram coletados os dados de medição disponíveis nas Tabelas 2 e 3, e realizada análise elementar do carvão, conforme a Tabela 4.

Tabela 2 - Dados para análise do circuito água/vapor (Vieira e Alegre, 2006)

| Descrição do ponto | Fluxo | T (°C) | p (bar) | m (kg/s) |
|---------------------------------------|-------|--------|---------|------------|
| Ambiente | 0 | 25 | 1,01 | |
| Saída de vapor - Caldeira 1 | 1 | 435 | 38,18 | 10 |
| Saída de vapor - Caldeira 3 | 2 | 432 | 38,18 | 9,528 |
| Vapor de entrada - Turbina 1 | 3 | 424 | 37,20 | |
| Vapor de entrada - Turbina 3 | 4 | 422 | 37,20 | |
| Entrada de vapor no ejetor | 5 | 425 | 35,7 | |
| Primeira sangria da turbina 1 | 6 | 245 | 5,50 | |
| Segunda sangria da turbina 1 | 7 | 145 | 1,7 | |
| Exaustão da turbina 1 | 8 | 51 | | |
| Saída de vapor do TC3 | 9 | 71,4 | | |
| Saída de vapor do TC2 | 10 | 56 | | |
| Sucção da BEC1/Saída do cond.1 | 11 | 47,5 | | |
| Saída de água da BEC1 | 12 | | 9,761 | |
| Saída de água do TC1/Entrada no TC2 | 13 | 54,2 | | 9,028 |
| Saída de água do TC2 | 14 | 57,8 | | |
| Saída de água do TC3 | 15 | 80 | 4,077 | |
| Entrada de vapor no tanque de alim. | 16 | 234 | 2,313 | 0,972 2 |
| Sucção de água da bomba de alim. | 17 | 130 | 4 | |
| Saída do ejetor | 18 | 120 | | 0,1 |
| Saída do TC1/Entrada do condensador | 19 | 59,4 | 0,213 | |
| Primeira sangria da turbina 3 | 20 | 197 | 4,6 | 1,5 |
| Exaustão da turbina 3 | 21 | 62 | | |
| Sucção da BEC3/Saída do cond.3 | 22 | 58 | | |
| Saída de água da BEC3 | 23 | | 9,565 | 8,028 |
| Saída da bomba de alimentação/Cald. 1 | 24 | | 51,9 | |
| Saída da bomba de alimentação/Cald. 3 | 25 | | 56,31 | |

Tabela 3 - Dados para análise do circuito água/vapor (Vieira e Alegre, 2006)

| | | |
|--|----------------|------------|
| Consumo de carvão na Caldeira 1 (base seca) | \dot{m}_{25} | 1.637 kg/s |
| Consumo de carvão na Caldeira 3 (base seca) | \dot{m}_{30} | 1.717 kg/s |
| Fração molar de O ₂ nos gases de exaustão (base seca) | | 4.5% |
| Fração molar de CO nos gases de exaustão (base seca) | | 0.75% |

Tabela 4 - Características do carvão mineral (Vieira e Alegre, 2006)

| | Composição Elementar (fração em massa, %) | | |
|-------------|---|-----------|---------|
| | BASE ÚMIDA | BASE SECA | DAF |
| Carbono | 49,76 | 54,15 | 75,48 |
| Hidrogênio | 3,12 | 3,4 | 4,74 |
| Oxigênio | 7,78 | 8,47 | 11,8 |
| Nitrogênio | 1,15 | 1,25 | 1,74 |
| Enxofre | 4,11 | 4,47 | 6,23 |
| Cinzas | 25,97 | 28,26 | 0 |
| Água | 8,1 | 0 | 0 |
| | Poder Calorífico | | |
| PCS (kJ/kg) | 20448,84 | 22294,71 | 31077,1 |
| PCI (kJ/kg) | 19815,5 | 21562,02 | 30055,8 |

Por falta de instrumentação, há alguns campos não preenchidos na tabela 2. A alternativa buscada por Vieira e Alegre (2006) foi estimar esses valores efetuando balanços de massa, energia e entropia. Os valores assumidos para a eficiência dos geradores é de 98%, e para a eficiência isentrópica das bombas, adotaram o valor de 70%. Computando os consumos internos de energia elétrica, os autores apresentaram na tabela 5 um mapeamento das propriedades e correntes energéticas dos principais pontos do diagrama da Figura 2.

Tabela 5 - propriedades termodinâmicas (Vieira e Alegre, 2006)

| Fluxo | \dot{m} (KG/S) | T (0C) | p (bar) | h (kJ/kg) | E (kW) | Fluxo | m (KG/S) | T (0C) | p (bar) | h (kJ/kg) | E (kW) |
|-------|---------------------|-----------|------------|--------------|-----------|-------|-------------|-----------|------------|--------------|-----------|
| 0 | | 25,0 | 1,010 | 104,0 | | 27 | | 25,0 | 1,010 | | 54,860 |
| 1 | 10,000 | 435,0 | 38,180 | 3298,0 | 31940,000 | 28 | 15,850 | 178,0 | 1,010 | X | 3204,000 |
| 2 | 9,528 | 432,0 | 38,180 | 3291,0 | 30365,736 | 29 | X | X | X | X | 619,000 |
| 3 | 9,819 | 424,0 | 37,200 | 3274,0 | 31126,230 | 30 | 1,232 | X | X | X | 37028,720 |
| 4 | 9,528 | 422,0 | 37,200 | 3270,0 | 30165,648 | 31 | | 25,0 | 1,010 | | 57,540 |
| 5 | 0,020 | 425,0 | 35,700 | 3279,0 | 62,770 | 32 | 16,660 | 178,0 | 1,010 | X | 3360,000 |
| 6 | 0,972 | 245,0 | 5,500 | 2948,0 | 2764,937 | 33 | X | X | X | X | 653,000 |
| 7 | 0,391 | 145,0 | 1,700 | 2760,0 | 1037,434 | 34 | X | X | X | X | 7655,000 |
| 8 | 8,428 | 51,0 | 0,130 | 2438,0 | 19670,952 | 35 | X | X | X | X | 7502,000 |
| 9 | 0,391 | 71,4 | 0,331 | 586,7 | 188,543 | 36 | X | X | X | X | 153,100 |
| 10 | 0,419 | 56,0 | 0,165 | 234,8 | 54,818 | 37 | X | X | X | X | 7402,000 |
| 11 | 9,028 | 47,5 | 0,109 | 198,9 | 856,757 | 38 | X | X | X | X | 7254,000 |
| 12 | 9,028 | 47,6 | 9,761 | 200,3 | 869,396 | 39 | X | X | X | X | 148,000 |
| 13 | 9,028 | 54,2 | 8,624 | 226,8 | 1108,638 | 40 | X | X | X | X | 12,590 |
| 14 | 9,028 | 57,8 | 6,351 | 242,0 | 1245,864 | 41 | X | X | X | X | 10,930 |
| 15 | 9,028 | 80,0 | 4,077 | 336,0 | 2094,496 | 42 | X | X | X | X | 245,100 |
| 16 | 0,972 | 234,0 | 2,313 | 2937,0 | 2754,243 | 43 | X | X | X | X | 209,600 |
| 17 | 19,530 | 130,0 | 4,000 | 546,2 | 8636,166 | 44 | X | X | X | X | 149,400 |
| 18 | 0,100 | 120,0 | 0,230 | 2724,0 | 262,000 | 45 | 504,200 | 27,0 | 1,013 | 112,5 | 4285,700 |
| 19 | 0,100 | 59,4 | 0,213 | 249,1 | 14,510 | 46 | 504,200 | 27,1 | 3,500 | 113,0 | 4537,800 |
| 20 | 1,500 | 197,0 | 4,600 | 2851,0 | 4120,500 | 47 | 504,200 | 36,0 | 1,013 | 150,4 | 23394,880 |
| 21 | 8,028 | 62,0 | 0,219 | 2425,0 | 18632,988 | 48 | 419,500 | 27,0 | 1,013 | 112,5 | 3565,750 |
| 22 | 8,028 | 58,0 | 0,182 | 243,2 | 1117,498 | 49 | 419,500 | 27,1 | 3,500 | 113,0 | 3775,500 |
| 23 | 8,028 | 58,5 | 9,565 | 244,6 | 1128,737 | 50 | 419,500 | 37,0 | 1,013 | 154,7 | 21268,650 |
| 24 | 10,000 | 130,5 | 51,900 | 553,5 | 4495,000 | 51 | X | X | X | X | 13250,000 |
| 25 | 9,528 | 130,6 | 56,310 | 554,2 | 4289,506 | 52 | X | X | X | X | 1462,000 |
| 26 | 1,174 | X | X | X | 35285,780 | 53 | 0,080 | 47,7 | 0,109 | 2587,0 | 199,211 |

onde E (kW) deve ser considerado um parâmetro energético apenas para os pontos com consumo elétrico. Para os demais, adota-se o produto de h (entalpia específica) por \dot{m} (vazão mássica) como medida da corrente de energia.

6.2 Resultados dos cálculos de eficiência pelo método proposto

Para o cálculo da eficiência global dos geradores de vapor, foi feito o balanço energético do fluido de trabalho na entrada e saída de cada um dos geradores conforme os dados da Tabela 5, e aplicada a equação (3.9). Para calcular a entrada de calor pelo combustível, foram utilizadas as taxas de entrada do carvão base seca (Tabela 3) corrigidas para base úmida, pois o carvão não é secado antes de entrar nos geradores de vapor. Relacionando os fluxos corrigidos, com o valor do PCI_{bu} informado na Tabela 4, foi aplicada a equação (3.10) para determinação da energia de entrada, e posteriormente calculado a eficiência dos geradores de vapor com a equação (3.15). Para o cálculo da eficiência combinada dos geradores de vapor foi utilizada a equação (4.1). Os resultados estão expostos na Tabela 6.

| | Gerador de vapor 1 | Gerador de vapor 2 | Total |
|---------------------------|--------------------|--------------------|----------|
| Entrada (kW) | 35065,45 | 36779,09 | 71844,54 |
| Saída (kW) | 27445 | 26076,23 | 53521,23 |
| $\Delta\dot{H}_{gv}$ (kW) | 7620,45 | 10702,86 | 18323,31 |
| η_{GV} (%) | 78,27 | 70,90 | 74,5 |

Para o cálculo da eficiência de transferência energética para as turbinas, foi feito um balanço térmico nas entradas e saídas de vapor das turbinas, de acordo com as equações (4.2), (4.4) e (4.5). Os seguintes valores de eficiência foram obtidos:

Tabela 7 - Eficiência de transferência energética para as turbinas

| | Turbina 1 | Turbina 2 | Total |
|------------------|-----------|-----------|----------|
| Entrada (kW) | 32147 | 31156,56 | 63303,56 |
| 1ª extração (kW) | 2865,46 | 4276,5 | 7141,96 |
| 2ª extração (kW) | 1079,16 | 19467,9 | 20546,05 |
| 3ª extração (kW) | 20547,46 | | 20547,46 |
| η_T (%) | 28,18 | 28,12 | 28,15 |

Para o cálculo do RENDIMENTO combinado dos turboalternadores, foram aplicadas as equações (4.6) e (4.7), gerando os seguintes resultados:

Tabela 8 - Eficiência dos turboalternadores

| | Turboalternador 1 | Turboalternador 2 | Total |
|---------------------|-------------------|-------------------|-------|
| $\Delta\dot{H}_t$ | 7655 | 7412 | 15067 |
| Potência bruta (kW) | 7502 | 7254 | 14756 |
| η_{Ta} (%) | 98 | 97,87 | 97,93 |

No cálculo da eficiência elétrica global, foram medidas as potências brutas (Tabela 8) na saída dos geradores, e a potência líquida de descarga para a rede, chegando-se aos resultados expostos na Tabela 9.

Tabela 9 - Eficiência global elétrica

| | Turboalternador 1 | Turboalternador 2 | Total |
|-----------------------|-------------------|-------------------|-------|
| Potência bruta (kW) | 7502 | 7254 | 14756 |
| Potência Líquida | - | - | 13250 |
| $\eta_{elétrico}$ (%) | - | - | 89,79 |

Utilizando a equação (4.10) para cálculo da eficiência total da planta analisada pelo método proposto no item 4, chega-se aos seguintes valores de eficiência.

Tabela 10 – Eficiências da Usina Termelétrica de Figueira

| | Unidade 1 | Unidade 2 | Total |
|-----------------------|-----------|-----------|-------|
| η_{CA} (%) | 78,27 | 70,9 | 74,5 |
| η_T (%) | 28,18 | 28,12 | 28,15 |
| η_{Ta} (%) | 98 | 97,87 | 97,93 |
| $\eta_{elétrico}$ (%) | - | - | 89,79 |
| η_{usina} (%) | - | - | 18,44 |

Comparando o resultado de eficiência total da usina de Figueira com a eficiência energética líquida de referência estabelecida pela ANEEL (Resolução Normativa sobre a CDE, 2012), verifica-se que a eficiência da planta está distante dos 30% de eficiência referenciada pela ANEEL.

7. ANÁLISE DO IMPACTO DAS INEFICIÊNCIAS NA EFICIÊNCIA TOTAL DA USINA DE FIGUEIRA

O objetivo desta análise é identificar as maiores ineficiências, avaliar a oportunidade de redução dessas perdas e quantificar o ganho de eficiência global com as alterações avaliadas. Reescrevendo o cálculo da eficiência da Usina de Figueira com a equação (4.10) e os resultados obtidos na Tabela 10, chega-se à seguinte proposição

$$\eta_{usina} = \eta_{GV_c} \eta_{T_c} \eta_{Ta_c} \eta_{elétrico} = 74,5 \times 28,15 \times 97,93 \times 89,79 = 18,44 \quad (7.1)$$

onde verifica-se que as maiores fontes de ineficiência da usina estão na transferência térmica para as turbinas e nos geradores de vapor, respectivamente. Aplicando as equações do item 4, é possível quantificar o quanto a redução das principais perdas impactam na eficiência global da usina. Para isso, foram avaliados os equipamentos de maior ineficiência, conforme o item a seguir.

7.1 Aumento na eficiência dos geradores de vapor

Conforme pode ser visualizado na Tabela 6, os geradores de vapor operam com eficiências diferentes, sendo o gerador de vapor 2 o mais ineficiente, com 70,09% de eficiência. Como os dois equipamentos operam de maneira semelhante, pode-se avaliar qual seria o ganho na eficiência global da usina caso o gerador de vapor 2 tivesse um aumento de eficiência equivalente à um quantitativo de 5%. Reescrevendo a equação (7.1) com a introdução da equação (4.1) no produtório, chega-se à seguinte relação

$$\eta_{GV_c} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n \Delta \dot{H}_{gv_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta \dot{H}_{gv_i}}{\eta_{GV_i}}} \right) = \left(\frac{18323}{\frac{7620}{\eta_{GV_1}} + \frac{10702,86}{\eta_{GV_2+5\%}}} \right) = 77,1\% \quad (7.2)$$

$$\eta_{usina} = \eta_{GV_c} \eta_{T_c} \eta_{Ta_c} \eta_{elétrico} = (77,1) \times 28,15 \times 97,93 \times 89,79 = 19,09 \quad (7.3)$$

resultando em de 0,65% de aumento no valor da eficiência total da usina, para o caso de aumento da eficiência do gerador de vapor 2 de 70,9% para 75,9%. Outro fator possível de ser avaliado com os dados disponíveis na Tabela 6, é que o gerador de vapor 2, apesar de ser menos eficiente, transfere mais calor para o fluido de trabalho que o gerador de vapor 1.

Um aumento de 5% na eficiência do gerador de vapor 1, resultaria num ganho de eficiência global de 0,56%, inferior ao ganho proporcionado pelo mesmo aumento de 5% na eficiência do gerador de vapor 2.

7.2 Aumento na eficiência de transferência energética para as turbinas

Para análise da eficiência de transferência energética para as turbinas, devem ser levados em consideração os seguintes parâmetros de referência:

- Temperatura e pressão na entrada da turbina são parâmetros fixos, devido à especificações da turbina.
- Temperatura e pressão na saída do condensador são fixadas, de acordo com as especificações da turbina para produção de vácuo.

Os demais parâmetros estão sujeitos à avaliação de comportamento para aumento da eficiência global da usina estudada.

Para a análise da ineficiência na transferência energética para as turbinas, seria interessante comparar a corrente energética nas extrações da turbina com os dados de projeto das mesmas. Na falta desses dados, foi estimada, através da aplicação da equação (3.8), a eficiência isentrópica de cada estágio da turbina, com finalidade de objetivar as ineficiências que devem ser atacadas na planta, conforme evidenciado na Tabela 12.

Tabela 12 – Eficiências de transferência térmica para a turbina e eficiência isentrópica

| | Turbina 1 | Turbina 2 | Global |
|------------------------------|-----------|-----------|--------|
| η_T (%) | 28,18 | 28,12 | 28,15 |
| η_{isent} 1º estágio(%) | 99,5 | 99,5 | - |
| η_{isent} 2º estágio(%) | 99,8 | 83,67 | - |
| η_{isent} 3º estágio(%) | 79,7 | - | - |
| η_{isent} Turbina(%) | 78,49 | 76,34 | - |

Como pode ser visto na tabela 12, o 3º estágio da turbina 1 apresenta o menor desempenho isentrópico de todos os estágios das 2 turbinas presentes no ciclo. Caso a eficiência isentrópica do 3º estágio da turbina 1 tivesse um aumento de eficiência de 5%, a Tabela 7 poderia ser reescrita conforme a tabela 13.

Tabela 13 – Balanço térmico e eficiência da turbina 1

| | Turbina 1 modificada | Turbina 1 s/ modificação | RENDIMENTO combinado com modificação |
|------------------------------|-------------------------|-----------------------------|---|
| Entrada (kW) | 32147 | 32147 | 63303,56 |
| η_{isent} 1º estágio(%) | 99,5 | 99,5 | |
| 1ª extração (kW) | 2865,46 | 2865,46 | 7141,96 |
| η_{isent} 2º estágio(%) | 99,8 | 99,8 | - |
| 2ª extração (kW) | 1079,16 | 1079,16 | 20546,05 |
| η_{isent} 3º estágio(%) | 79,7+5 | 79,7 | - |
| 3ª extração (kW) | 20066 | 20547,46 | 20066 |
| η_T (%) | 29,96 | 28,18 | 29,05 |

Com essa alteração, teríamos uma mudança no RENDIMENTO combinado de transferência de calor de 28,15%, para 29,05%. Para quantificação do impacto dess aumento de RENDIMENTO, a equação (7.1) é reescrita novamente na equação (7.4).

$$\eta_{usina} = \eta_{GV_c} \eta_{T_c} \eta_{Ta_c} \eta_{elétrico} = 74,5 \times \mathbf{29,05} \times 97,93 \times \mathbf{90,11} = \mathbf{19,1} \quad (7.4)$$

Nota-se que não apenas a eficiência combinado de transferência térmica para as turbinas é afetado pela mudança, mas também a eficiência elétrico, pois com o aumento da potência elétrica bruta produzida no gerador, a potência líquida gerada na usina também aumenta.

Conforme o resultado apresentado na equação (7.4), o aumento da eficiência isentrópico do 3º estágio da turbina 1 em um quantitativo de 5%, gera um aumento de 0,66% no quantitativo da eficiência total da planta.

7.3 Ganho obtido com a combinação dos aumentos de eficiência propostos nos itens 7.1 e 7.2 na eficiência global da usina

Caso fosse possível aplicar as alterações propostas nos itens 7.1 e 7.2, equivalentes um aumento de 5% na eficiência do gerador de vapor 2 e no 3º estágio da turbina 1, o resultado combinado dessas modificações resultariam no exposto na equação (7.5)

$$\eta_{usina} = \eta_{GV_c} \eta_{T_c} \eta_{Ta_c} \eta_{elétrico} = (\mathbf{77,1}) \times (\mathbf{29,05}) \times 97,93 \times (\mathbf{90,11}) = \mathbf{19,77} \quad (7.5)$$

resultando num ganho de 1,33% no quantitativo de eficiência total da Usina Termelétrica de Figueira.

8. CONCLUSÃO

A metodologia de cálculo de eficiência e análise dos impactos das perdas energéticas na eficiência total de uma usina se mostrou uma ferramenta de análise válida, devido principalmente ao cenário vivido pelas usinas termelétricas a carvão brasileiras, onde o principal órgão regulador, a ANEEL, estabeleceu prazos para que as termelétricas a carvão atinjam as metas de eficiência fixadas em suas últimas resoluções normativas. Para alcançar tais objetivos, as centrais termelétricas devem elaborar planos de investimentos com base em análises que determinem o impacto das ineficiências na eficiência da planta. Todo investimento que vise a aumentar a eficiência da usina deve ser suportado por informações técnicas que quantifiquem os possíveis ganhos obtidos com as modificações propostas, o que está alinhado com os objetivos alcançados com a aplicação do método proposto nesse trabalho, conforme pode ser visualizado nas análises efetuadas para o processo da Usina Termelétrica de Figueira.

A viabilidade da aplicação do método proposto depende do mapeamento da condição das correntes energéticas nos principais pontos da planta analisada, pois a falta de medidores de pressão, temperatura e vazão em pontos estratégicos do ciclo podem ocultar informações importantes na avaliação das perdas do processo. Apesar de não ser comum em usinas termelétricas o uso de medidores de vazão de vapor nas extrações das turbinas, os dados obtidos com a instalação dos mesmos são cruciais para que um mapeamento da condição das correntes energéticas no ciclo seja elaborado, e as principais perdas identificadas.

Para trabalhos futuros, sugere-se que a análise do impacto das perdas energéticas englobe uma maior quantidade de fatores analisados, à exemplo do trecho desenvolvido pelas correntes energéticas desde a saída das turbinas até a entrada dos geradores de vapor, etapa do ciclo onde se pode encontrar oportunidades para redução das perdas energéticas, que resultam no aumento da entalpia da água de alimentação na entrada da caldeira e consecutivamente redução no consumo de combustível. Pode-se também avaliar os possíveis ganhos de eficiência que podem ser obtidos com a integração energética, à exemplo do aproveitamento do calor dos gases de saída dos geradores de vapor e do tanque de alimentação. Outra possibilidade de trabalho futuro advém da aplicação dos fundamentos de análise exérgica de ciclos de potência, combinado com a aplicação da metodologia proposta nesse trabalho, possibilitando o mapeamento do impacto das perdas energéticas e exérgicas de uma usina termelétrica.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL, “**Atlas de Energia Elétrica do Brasil**”, ANEEL, 2002.

ANEEL, “**Resolução Normativa sobre a CDE**”, ANEEL, 2012.

ASME PTC 46. “**Performance Test Codes on Overall Power Plant – PTC 46**”, American Society of Mechanical Engineers, 1996.

ASME PTC 4. “**Fired Steam Generators – PTC 4**”, American Society of Mechanical Engineers, 1998.

Maciel, C. R., “**Análise energética e exergética de uma central termelétrica**”, Puc Minas, 2004.

Moran, M. J., Shapiro, H. N. “**Princípios de termodinâmica para engenharia**”, LTC, 2009.

Pinheiro, P. C., Cerqueira, S. A. “**Método de cálculo do balanço térmico de caldeiras**”, XVII Seminário de Balanços Energéticos Globais e Utilidades, 1995.

Vieira, P. A., Alegre, J. A., “**Análise Exergética Aplicada à Usina Termelétrica de Figueira**”, Espaço Energia, 4ª Edição, 2006.